

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 昭63-46351

⑬ Int. Cl.⁴
F 25 B 9/00

識別記号 庁内整理番号
Z-7536-3L

⑭ 公開 昭和63年(1988)2月27日

審査請求 未請求 発明の数 1 (全5頁)

⑮ 発明の名称 極低温冷凍機

⑯ 特 願 昭61-188939

⑰ 出 願 昭61(1986)8月12日

⑱ 発 明 者 渡 辺 裕 神奈川県横浜市鶴見区末広町2丁目4 株式会社東芝京浜事業所内

⑲ 出 願 人 株 式 会 社 東 芝 神奈川県川崎市幸区堀川町72番地

⑳ 代 理 人 弁理士 佐藤 一雄 外2名

明 細 書

1. 発明の名称

極低温冷凍機

2. 特許請求の範囲

1. 圧縮機とコールドヘッドとを閉回路に接続して成る極低温冷凍機において、前記閉回路の所定箇所を流れる作動媒体の圧力を検出する圧力検出器と、この圧力検出器の出力に基づいて前記圧縮機の回転数を制御する制御装置とを備えたことを特徴とする極低温冷凍機。

2. 前記制御装置は、前記圧縮機を駆動する交流電動機に接続された交流電圧の周波数変換装置であることを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の極低温冷凍機。

3. 前記制御装置は、前記圧力検出器の出力値を規定値に保つように前記圧縮機回転数の制御を行なうことを特徴とする特許請求の範囲第1項記載の極低温冷凍機。

3. 発明の詳細な説明

(発明の目的)

(産業上の利用分野)

本発明は、主に液体ヘリウム温度(例えば4K近傍)や液体窒素温度(7.7K近傍)以下のような極低温領域までの冷却を目的とする極低温冷凍機に関し、特に冷却の進行に伴う冷凍能力の低下を防止した極低温冷凍機に関する。

(従来の技術)

コールドヘッドに膨張室を有する極低温冷凍機、例えばギフォード・マクマホン冷凍機等においては、極低温を発生する能力は次式で示される。

$$W = \eta \cdot V \cdot \Delta P \cdot n \cdots \cdots (1)$$

なお、Wは冷凍能力

η は効率

Vは膨張室の容積(膨張容積)

ΔP は膨張前後の圧力差

nは膨張サイクル数

である。

ここで、第3項に上記ギフォード・マクマホン

式冷凍機の従来の構成を示す。

電動機1により駆動される圧縮機(例えば、ロータリ式、スクロール式、レシプロ式、スクリュース式などの容積形圧縮機)2と、この圧縮機2により昇圧された作動媒体たるヘリウムガスを膨張させて低温を発生するコールドヘッド3とが、高圧側管路4及び低圧側管路5により閉回路に接続されている。コールドヘッド3内では、微細な流通孔を有する蓄冷器6が、図示されない電動機により駆動装置7を介して、筒内シリンダ3a内を上下に往復運動している。このコールドヘッド3の内部空間を高圧側管路4及び低圧側管路5にそれぞれ連通させる高圧側入口弁8および低圧側出口弁9は、蓄冷器6の運動方向と位置に同調して開閉を繰り返している。

即ち、蓄冷器6が下死点を通過し上昇を始めた時に、高圧側入口弁8が開く。これにより、高圧ヘリウムガスが、コールドヘッド3内に流入し、蓄冷器6内部の微細な流通孔を通過して冷却されつつ下部膨張室10内へ流入する。高圧ガスの流

入は蓄冷器6が上昇し上死点近傍に到達するまで継続される。

蓄冷器6が上死点近傍に至った時点で高圧側入口弁8が閉じ、上死点を通過した直後に低圧側出口弁9が開く。これにより、蓄冷器6及び膨張室10内の高圧ガスは膨張し低圧側出口弁9を介して流出する。低圧側出口弁9は蓄冷器6が下降する間開いており、下死点近傍で閉じる。

尚、図中11は冷却器、12はクライオスタット、13はクライオスタット内の真空部、14は異常高圧防止用のバイパス弁である。

(発明が解決しようとする問題点)

このような従来例において、膨張室10内の圧力は、圧縮機2の吐出圧及び吸気圧にほぼ等しい圧力幅で変動する。そして、圧縮機2の吐出圧及び吸気圧は、閉ループ内への初期ヘリウム充填圧力と、次式にて示される理論圧縮比 ε との関係から決定される。

$$\varepsilon = \left(\frac{V_C \cdot N_C \cdot \eta_C}{V_E \cdot N_E \cdot \eta_E} + 1 \right) \cdot \frac{T_E}{T_C} \quad \dots \dots (2)$$

なお、 V_C は圧縮機排除容積

V_E はコールドヘッド膨張室容積

N_C は圧縮機回転数

N_E はコールドヘッド回転数

η_C は圧縮機ガス効率

η_E はコールドヘッドガス効率

T_C は圧縮機吸気ガス温度

T_E はコールドヘッド膨張室内ガス温度

である。

即ち、圧縮比 ε は、圧縮機とコールドヘッドの内部形状、回転数及び温度により決定され、運転条件が同じならば、起動直後から冷却が進行するにつれて減少して行く。例えば、従来例の設計例を参考にして、システム内の初期充填圧力を8(kg/cm²)、圧縮機排除容積 V_C を30(cm³/rev)、圧縮機回転数 T_C を3000(rpm)、圧縮機ガス効率 η_C を0.6、コールドヘッド膨

張室容積 V_E を300(cm³/rev)、コールドヘッド回転数 N_E を60(rpm)、コールドヘッドガス効率 η_E を0.85とした場合、起動直後($T_C = T_E = 300^\circ K$)の圧縮比 ε は4.5程度である。これに対し、冷却が進行し例えば膨張室内ガス温度 T_E が50K程度にまで低下すると(圧縮機吸気ガス温度 $T_C = 300^\circ K$)、圧縮機ガス効率 η_C が若干回復して0.90程度になり、コールドヘッドガス効率 η_E が0.35程度まで低下してくるものの、最終的に圧縮比 ε は2.3程度にまで減少する。

つまり、コールドヘッド内部の蓄冷器の低温側が冷却されるにつれ、この部分で作動媒体のガスヘリウムが低温故にその密度を増し1サイクル当りのコールドヘッドの通過量が增大する為、圧縮機前後の圧力差が減少してしまうのである。

このことは即ち、冷凍機の冷凍能力 W ((1)式)を決める圧力差 ΔP の減少を意味し、初期運転開始時の半分以上の冷凍能力で定常時運転を行っていることになり、極めて損失の大きい状態

である。

第4図は、上記従来の極低温冷凍機の膨張室10の圧力変化を、運転開始時から定常状態に至るまで経時的に示したものである。

同図からも理解されるように、膨張前後の圧力差 ΔP が運転初期には約11.5(kg/cm²)であったものが、定常状態では約7(kg/cm²)にまで落ち込み、基本冷凍能力は270(W)程度から約160(W)にまで40%程度低下することになる。

このように、コールドヘッドが膨張室を持つ極低温冷凍機は、その圧縮比が冷却の進行と共に低下してしまい、可能冷凍能力を大幅に下回ることになる。

また、圧縮機の駆動電動機の消費電力も圧縮比 ε の低下により20~30%程度低下し、電動機の能力を100%活用していないことになる。

以上のことは、極低温冷凍機の実質的冷凍能力は極低温状態となった時の圧力により決定されるにもかかわらず、システム設計はシステム内圧

力が最も高い起動直後の状態によりなされていることに起因している。

そこで従来は、冷却の進行に伴ない圧縮比が減少し膨張室内の膨張前後の圧力差が低下することを見込んで、コールドヘッドの膨張室の容積の拡大あるいは圧力の増大を行なって、予め冷凍能力を大きく設定しておくようにしている。しかしその為には、圧力容器となる筒内シリンダ3aの内厚を増大せざるを得ず、伝導による熱侵入の増加を招くなどの弊害を伴う。また、運転初期には高圧側は非常に高い圧力となるので、異常高圧を防止するためにバイパス弁14を所定開度開いた状態としておく為、不経済であるという問題もある。

本発明は以上のような事情に鑑みなされたもので、冷却の進行に伴ない圧縮比の減少に起因する冷凍能力の低下を防止して、定常状態においても運転開始時と同様な冷凍能力を発揮することができ極低温冷凍機を提供することを目的とする。

(発明の構成)

(問題点を解決するための手段)

本発明は、圧縮機と膨張室を有するコールドヘッドとを閉回路に接続してなる極低温冷凍機において、閉回路の所定箇所を流れる作動媒体の圧力を検出する圧力検出器と、この圧力検出器の出力に基づいて圧縮機の回転数を制御する制御装置とを設けたものである。

(作用)

コールドヘッド内の極低温部の低温化に伴ない、圧縮機の圧縮比が低下し、膨張前後の圧力差が減少し、この為に閉回路内の圧力が変化する。

そこで、閉回路内の所定箇所において圧力を検出し、その値に基づいて圧縮機回転数つまり(2)式右辺の N_C を制御する。これにより、(2)式右辺のコールドヘッド膨張室内ガス温度 T_E の低下を相殺して圧縮比 ε をほぼ一定に保つことが可能となる。従って、定常運転時にも運転開始時とほぼ同等な冷凍能力を維持することができる。

(実施例)

以下、実施例により本発明を説明する。

第1図は本発明の一実施例の構成を示す。尚、前掲第3図と同一物には同一符号を付し説明を省略する。圧縮機2の吐出口とコールドヘッド3の吸気口とを結ぶ高圧配管路4には、この管路内のヘリウムガス圧力を検出する圧力検出器15が接続されている。この圧力検出器15から出力される圧力信号は、増幅器とインバータとの組合せあるいはサイクロコンバータなどにより構成された交流周波数変換装置16に入力される。交流周波数変換装置16は、商用電源17を前記圧力信号の値に応じた周波数及び電圧(又は電流)脈幅を持った交流に変換して圧縮機駆動電動機1である交流電動機に供給する。これにより、交流周波数変換装置16は、高圧配管路4内のガス圧が所定値に保たれるように、換言すれば(2)式右辺のコールドヘッド膨張室内ガス温度 T_E の低下を相殺して左辺の圧縮比 ε を一定に保つように、圧縮機2の回転数 N_C を制御する。

次に本実施例の作用を説明する。

前述のように、冷却が進行するにつれて圧縮機2の圧縮比が減少し、閉回路内圧力が変化して行く。この圧力変化は、低圧側管路5にバッファタンク（図示せず）を挿入した通常の冷凍機においては、高圧側管路4内の圧力低下として最も敏感に現われる。そこで、この高圧側管路4内の圧力を検出して、これが規定値に保たれるように冷却の進行に伴って圧縮機2の回転数を上昇させて行く。

この結果、圧縮機2の吐出圧と吸気圧との圧力差はほぼ一定に保たれることとなり、従ってコールドヘッド3の膨張室10内の圧力も第2図に示すようにほぼ一定の圧力差 ΔP で変動することになる。このように、膨張室10内の膨張前後の圧力差 ΔP がほぼ一定に保たれることにより、冷凍能力は定常状態においても初用値とほぼ同等の値に維持されることになる。

このことは、冷凍機の設計上最も重要であるコールドヘッドの耐圧力設計値を従来機と全く同一

に維持したまま、かつ冷凍機の基本構成を全く同一としながらも、その定常状態における冷凍能力を増大させたことに等しく、具体的には数10%以上の能力向上が可能である。前述のように、従来は冷凍能力の低下を予め見込んで膨張室10の容積拡大や高圧側圧力の増大を行なって冷凍能力の増大を図って来たが、侵入熱増加の為に必ずしも単純に冷凍能力が増大しなかったり、経済性或いは安全性を多少犠牲にせざるを得ないという問題があったのに対し、本発明によれば、冷却が進行しても冷凍能力が低下しないように、換言すれば冷凍機が本来持っている冷凍能力を常に100%引き出すようにすることにより、冷凍能力の拡大を図っているの、上記のような問題が生じないのである。

尚、上記実施例では圧力検出器15を高圧側管路4に設けているが、低圧側管路5の方に圧力変化が敏感に現われる場合には低圧側管路5に設けた方がよく、また高圧側、低圧側両管路4、5に設けその差圧に基づいて制御を行なうようにして

もよい。

また制御方式などによって圧縮機回転数の可変範囲が十分にとれない場合には、上述した従来対策と併用してもよい。

（発明の効果）

以上説明したように本発明によれば、冷却の進行に伴う閉回路内の圧力変化から圧縮比の低下を検出して、この圧縮比を一定に保つように圧縮機回転数を制御するようにしているので、定常状態においても運転開始時とほぼ同等の冷凍能力を維持することができる。

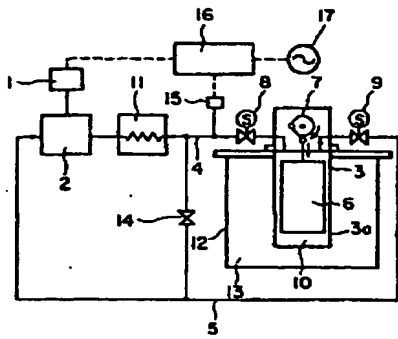
4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明に係る極低温冷凍機の一実施例の構成を示す図、第2図は同実施例の膨張室内圧力の経時変化を示す図、第3図は従来の極低温冷凍機の構成を示す図、第4図は同従来機の膨張室内圧力の経時変化を示す図である。

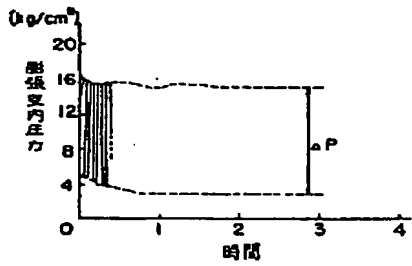
2…圧縮機、3…コールドヘッド、4…高圧側管路、5…低圧側管路、6…高圧器、10…膨張

室、15…圧力検出器、16…交流周波数変換装置、17…商用電源。

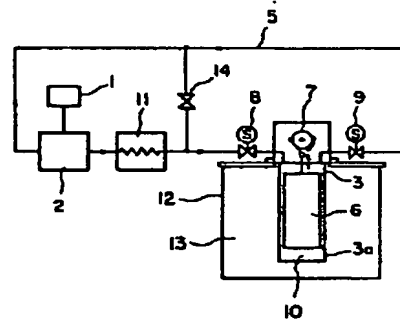
出願人代理人 佐 藤 一 男



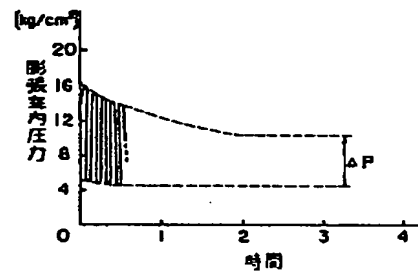
第 1 図



第 2 図



第 3 図



第 4 図

THIS PAGE BLANK (USPT